

VŠB- Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh pily pro palivové dříví
Design of a Saw for Firewood

Student:

Petr Wagner

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Wagner**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh pily pro palivové dříví**
Design of a Saw for Firewood

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh elektrické kotoučové pily pro řezání dřeva. Specifikace:

- kolébková pila, prořez do 250 mm
- napájení 3 x 400 V
- pilový kotouč o průměru 700 mm
- bezpečnostní prvky.

Vypracujte rešerši v dané oblasti a konstrukční návrh pily s potřebnými návrhovými a kontrolními výpočty hlavních částí. Zpracujte výkresovou dokumentaci (minimálně výkres sestavy a vybraný výrobní výkres).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

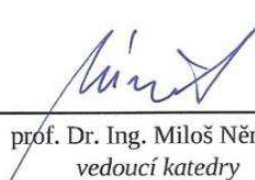
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

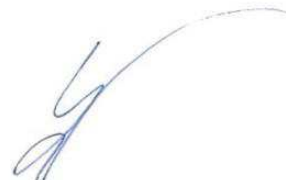
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....15.5.2015.....

.....Wagner.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.5.2015

.....
Wagner
Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Petr Wagner

Adresa trvalého pobytu autora práce: U Lučního mlýna 31, Opava 747 05

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

WAGNER, P. *Návrh pily pro palivové dříví: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 42 s. Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá řešením návrhu kolébkové pily pro palivové dříví. V úvodní části práce je seznámení s obvyklými druhy kotoučových pil. Hlavní část práce je zaměřena na technické údaje a popisy jednotlivých hlavních dílů kolébkové pily. Dále jsou provedeny technické výpočty nejdůležitějších částí pily. Konstrukční návrh kolébkové pily vychází již z vyráběného produktu, kde konstrukce rámu a jeho částí nejsou totožné s návrhem kolébkové pily v bakalářské práci.

Klíčová slova: pila, kolébková pila, elektrická, přenosná, palivové dřevo, dřevo

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

WAGNER, P. *Design of a saw for firewood: Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms – 347, 2015, 42p. Thesis head Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Bachelor thesis is dealing with design of a rocker saw for firewood. Introduction with usual kinds of circular saw is performed in the initial part of thesis. The main part is focused on technical details and descriptions of the main parts of rocker saw. Technical calculations are performed on the most important parts of the saw. Engineering design of rocker saw comes out of the existing and manufactured product, where the frame structure and its components are identical to the design of rocker saw which is designed in the bachelor thesis.

Keywords: saw, rocker saw, electrical, portable, firewood, wood

Obsah

Seznam použitého značení.....	7
Úvod.....	10
1 Přehled výběru kotoučových pil na dřevo z široké řady druhů na trhu	11
1.1 Kolébkové pily	11
1.2 Stolové kotoučové pily.....	12
1.3 Formátovací pily	13
1.4 Pokosové pily	14
1.5 Ruční kotoučové pily na dřevo	15
2 Technický popis hlavních částí kolébkové pily	16
2.1 Rám	16
2.2 Kolébka	17
2.3 Pohon	18
2.4 Pružná spojka	19
2.5 Ložiskové jednotky	20
2.6 Pilový kotouč	21
3 Technické výpočty	22
3.1 Řezná síla	22
3.2 Výpočet hnané hřídele.....	27
3.3 Kontrola závitové části hřídele a výpočet utahovacího momentu.....	33
3.4 Výpočet statické a dynamické únosnosti ložisek	36
4 Údržba.....	38
5 Bezpečnostní prvky.....	38
6 Závěr	39
7 Použitá literatura	40
Seznam příloh	42

Seznam použitého značení

Označení	Název	Jednotka
b	Šířka pilového kotouče	mm
b _c	Celková šířka pilového kouče	mm
d	Min. průměr hřídele	mm
d _{min}	Zvolený min. průměr hřídele	mm
d _š	Průměr šroubu M30	mm
d ₂	Střední průměr šroubu M30	mm
d ₃	Malý průměr šroubu M30	mm
d _{sp}	Průměr dřevěného špalku	mm
f	Celkový posuv	mm/s
f _m	Součinitel tření pod maticí	-
f _z	Součinitel tření	-
f' _z	Posuv na zub	mm
g	Tíhové zrychlení	m.s ⁻²
k	Bezpečnost proti prokluzu	-
k _s	Statická bezpečnost	-
m	Hmotnost	kg
n	Otáčky motoru	min ⁻¹
p	Ložiskový exponent pro bodový styk	
p _d	Odpor dřeva	MPa
s ₀	Bezpečnost pro statickou únosnost	
s' ₀	Vypočtená bezpečnost statické únosnosti	
t	Výška pera v hřídeli	mm
y	Boční délka strany plochy třísky	mm
z	Počet zubů pilového kotouče	-
z _z	Počet zubů v záběru	-
z _{zs}	Počet zubů v záběru za jednu sekundu	-
C	Dynamická únosnost ložiska	N
C ₀	Statická únosnost ložiska	N
D	Průměr hřídele pro pilový kotouč	mm
D _d	Průměr díry	mm
D _k	Průměr pilového kotouče	mm

D_{pf}	Průměr patní příruby	mm
D_{ph}	Průměr hlavový příruby	mm
D_{ps}	Průměr střední příruby	mm
D_{sk}	Průměr vycházející z velikosti klíče	mm
D_{tm}	Třecí moment pod maticí	mm
F_c	Celková síla	N
F_o	Osová síla	N
F_f	Řezná síla	N
$F_{sř}$	Skutečná řezná síla zubů v záběru	N
F_t	Třecí síla	N
$F'_{tř}$	Řezná síla jednoho zubu	N
F_z	Síla působící na závit	N
L	Délka oblouku jednoho zubu	mm
L_{10}	Trvanlivost ložiska v otáčkách	ot.
L_{10h}	Trvanlivost ložiska v hodinách provozu	hod.
M_k	Krouticí moment motoru	Nm
M_t	Třecí moment	Nm
M_{tm}	Třecí moment pod maticí	Nm
M_{tz}	Třecí moment na závit	Nm
M_u	Celkový utahovací moment	Nm
P	Výkon motoru	W
P_h	Stoupání závitu	mm
Re	Mez kluzu	MPa
R_m	Mez pevnosti v tahu	MPa
$S_{tř}$	Plocha třísky	mm ²
S_z	Plocha závitu	mm ²
W_k	Modul průřezu v krutu	mm ³
α	Vrcholový úhel metrického závitu	°
γ	Úhel jednoho zubu	°
σ_{dov}	Dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_o	Ohybové napětí	MPa
σ_{RED}	Redukované napětí	MPa
σ_t	Tahové napětí	MPa
τ	Napětí v krutu	MPa

τ_{dov}	Dovolené napětí v krutu	MPa
φ'	Třecí úhel závitu	°
ψ	Úhel stoupání závitu	°
ω	Úhlová rychlost	rad.s ⁻¹

Úvod

Tato bakalářská práce je zaměřena na konstrukční řešení elektrické kolébkové pily pro palivové dříví. Vychází z vyráběné elektrické kolébkové pily Hecht 845, ze které byl převzat bezpečnostní hybný systém zakrytování řezného kotouče. Ze zadání bakalářské práce plyne, že pila musí být schopna přerezat dřevo o maximálním průměru 250 mm, kotoučem o průměru 700 mm. Tento cíl byl v bakalářské práci upraven a kotouč byl zvětšen na průměr 800 mm. Z důvodu nárazu dříví o maximálním průměru do rámu elektrického asynchronního motoru, aniž by dřevo bylo celé prořízlé. Motor, který byl použit v bakalářské práci je sériový produkt od firmy SEW a je rozměrově větší, než atypické série motorů používané u pil prodáváných na českém trhu.

Bakalářská práce obsahuje:

- Výběr kotoučových pil s danými technickými vlastnostmi, převážně zaměřenými na výkon asynchronního elektromotoru a maximálního prořezu dřeva
- Popisy technického charakteru hlavních částí kolébkové pily
- Výpočtovou část obsahující technické výpočty nejdůležitějších součástí kolébkové pily: (řezná síla pily, výpočet průměru hřídele při zatížení pracovních sil, kontrola závitové části hřídele a návrh utahovacího momentu matice, únosnost ložisek při pracovním zatížení)

Cíle bakalářské práce:

- Vypracování konstrukčního návrhu elektrické kotoučové pily pro řezání dřeva
- Typ: kolébková pila
- Maximální prořez dřeva do 250 mm
- Napájení asynchronního elektromotoru 3x400 V
- Pilový kotouč 700 mm (použit 800 mm)
- Bezpečnostní prvky pily

1 Přehled výběru kotoučových pil na dřevo z široké řady druhů na trhu

Kotoučové pily v dnešní době hrají velkou roli v běžném životě. Už nejsou jen vidány ve firmách zabývajících se dřevozpracovatelským průmyslem, ale můžeme se s nimi setkat čím dál více i v domácnostech. Zde usnadňují práci domácím kutilům při rekonstrukci domů, bytů a zahrad. Jejich druhová škála je velmi pestrá a můžeme vybírat z celé řady konstrukcí, určených právě pro specifický typ práce. Ať už to jsou pily, u kterých je kladen důraz na výrobu přesných rozměrů, anebo pily, které slouží pro dělení dřeva, u kterého nezáleží tolik na velmi přesných rozměrech.

1.1 Kolébkové pily

Kolébková pila je vybavena částí, kterou nazýváme kolébka. Ta je pohyblivá, kdy koná kyvný pohyb v určitém rozsahu. Do kolébky se vkládají dřevěné špalky, desky, prkna, trámky nebo větší množství dřevěných špalků s malým průměrem. Kolébka může být vybavena nastavným dorazem pro řezání různých délek dřevěného materiálu. Taktéž vnitřní plocha kolébky může obsahovat výstupky pro zabránění protočení řezaného materiálu.

Jako příklad byly zvoleny druhy kotoučových kolébkových pil od firmy Hecht a Holzkraft. Obě pily mají odlišnou konstrukci a také bezpečnostní systém, proti úrazu, vlivem pilového kotouče se liší. Obě kolébkové pily jsou vybaveny trojfázovým asynchronním elektromotorem. Hnaná hřídel je spojena s hnací jednotkou tzv. na přímo, kdy motor a hnaná část není doplněna o řemenový převod. Motor se nachází ve stejné osově výšce jako hnaná hřídel s pilovým kotoučem. Propojení obou částí zaručuje spojka.



Obr. 1.1 Kolébková pila Hecht 845 [12] Obr. 1.2 Kolébková pila Holzkraft HWS 700 [11]

Tab. 1.1 Tabulka základních technických parametrů kolébkových pil

Typ	Hecht 845	Holzkraft HWS 700
Výkon motoru	-	5,5 [kW]
Příkon motoru	4,5 [kW]	-
Otáčky pilového kouče	-	1450 [min ⁻¹]
Průměr pilového kouče	700 [mm]/42 zubů	700 [mm]
Max. prořez kulatiny	230 [mm]	270 [mm]
Napájení motoru	400 [V]/ 50 [Hz]	400 [V]/ 50 [Hz]
hmotnost	110 [kg]	120 [kg]

1.2 Stolové kotoučové pily

Stolová kotoučová pila slouží k podélnému i příčnému řezání masivního dřeva, dřevotřísky, dřevěného obložení, dřevěných desek s možností řezání i plastů. U těchto pil je důležitá kvalita povrchu řezu a dále jeho přesnost, jelikož pily nacházejí uplatnění převážně v truhlářských a tesařských dílnách, kde je kladen důraz na přesnost. Řezný materiál je pokládán na pracovní stůl, který může být pevný nebo posuvný, záleží na konstrukci pily a postupně je posouvám k rotujícímu pilovému kotouči.

Jako příklad je uvedena stolová kotoučová pila Scheppach KE 70m. Stabilní konstrukce zaručuje bezpečnost proti převrnutí pily a její bezpečnostní kryty při chodu stroje snižují riziko úrazu. Pohonné jádro třífázový střídavý indukční motor je dostatečně silný pro řezání silných dřevěných trámů, hranolů a prken. Pohon z motoru, k vřetenu pilového kotouče, je prováděn přes klínový řemen pro velké zatížení, které pohlcuje jakékoli nárazy z pilového kotouče.



Obr. 1.3 Stolová kotoučová pila Scheppach KE 70m [10]

Tab. 1.2 Tabulka základních technických parametrů stolové pily

Typ	Scheppach KE 70m
Výkon motoru	5 [kW]
Příkon motoru	6,1 [kW]
Otáčky pilového kouče	1400 [min ⁻¹]
Průměr pilového kouče	700 [mm]/56 zubů
Max. prořez kulatiny	-
Napájení motoru	380 - 420 [V]/ 50 [Hz]
hmotnost	180 - 205 [kg]

1.3 Formátovací pily

Formátovací pily jsou využívány hlavně pro zpracování rozměrných desek, ať už ze dřeva nebo dřevotřísky v truhlářském odvětví. K tomu je využíván velký pracovní stůl nejčastěji z litiny. Stoly je možné prodloužit nebo rozšířit dle potřeby. Na pracovní ploše stolu se nejčastěji nacházejí různé vodící lišty, pravítka, bezpečnostní prvky, zařízení pro nastavení výšky prořezu a odsávací zařízení. Chod formátovacích pil zaručují elektromotory s dostatečnými výkonem.

Jako příklad je uvedena, formátovací pila Bernardo Basic 2000. Pila umožňuje naklápět kotouč v rozmezí (45° - 90°) a s možností předřezu. Stabilní řezací agregát, bez vibrací, zaručuje přesné řezy. Celá konstrukce je složena z kombinace oceli a litiny. Stůl je vyroben z litiny s možností rozšíření nebo prodloužení stolu. Dále je stůl doplněn o hliníkový posuvný stůl s tvrzenou vodící lištou. Výškové nastavení prořezu lze manuálně nastavit pomocí ergonomicky umístěného ručního kola na boku stroje. O optimální řezný výkon se stará výkonný elektromotor.



Obr. 1.4 Formátovací pila Bernardo Basic 2000 [13]

Tab. 1.2 Tabulka základních technických parametrů formátovací pily

Typ	Bernardo Basic 2000
Výkon motoru	3,8 [kW]
Příkon motoru	5,3 [kW]
Otáčky pilového kouče	4500 [min ⁻¹]
Průměr pilového kouče	315 [mm]
Napájení motoru	400 [V]/ 50 [Hz]
hmotnost	298 [kg]

1.4 Pokosové pily

Pokosová pila slouží ke zkracování dřevěného materiálu, plastu a také řezání pod různým úhlem. Svoje využití našla hlavně v domácnostech, kde je vítaným pomocníkem. Robustní podstavec slouží pro upnutí řezaného materiálu a také jako pevná základna celé pily. Podstavec obsahuje úhelník pro nastavení úhlu řezu. Otočná a vysouvací hlava umožní snadné dělení materiálu.

Jako příklad byl zvolen typ pokosové pily Scheppach HM 100 Lxu. Rám této pily je vyroben z lehké slitiny hliníku, aby byla dobře přenosná. Její velkou výhodou je silný elektromotor. Je vybavena potahem a řezným kotoučem s průměrem 254 mm, díky kterému je pila schopna řezat materiál o výšce 78 mm a délce 340 mm. Pro přesné rovné řezy je pila vybavena laserovým paprskem, který dohlíží nad přesností řezu.



Obr. 1.5 Pokosová pila Scheppach HM 100 Lxu [12]

Tab. 1.3 Tabulka základních technických parametrů pokosové pily

Typ	Scheppach HM 100 Lxu
Příkon motoru	2,4 [kW]
Otáčky pilového kouče	5000 [min ⁻¹]
Průměr pilového kouče	254 [mm]/60 zubů
Max. prořez kulatiny	78 [mm]
Napájení motoru	230 [V]/ 50 [Hz]
hmotnost	17 [kg]

1.5 Ruční kotoučové pily na dřevo

Ruční kotoučové pily patří mezi menší zástupce dřevozpracovatelských zařízení. Tyto pily slouží pro závěrečné práce, kdy se upravují konečné rozměry daného výrobku. Například pokládání podlahy, stavby zahradních domků a podobně. Pily jsou schopné řezat materiál i tvarovým řezem, který obsahuje různé oblouky a zakřivení. Je kladen důraz na co nejnižší hlučnost a prašnost, z důvodů práce v obytných objektech.

Jako příklad byl zvolen typ ruční kotoučové pily Metabo KS 55 FS. K samotné pile je možnost dodatečně upnout lištu v úhlovém rozsahu (0°- 45°) pro zlepšení přesnosti řezu. Pila je vybavena ochranou proti neúmyslnému zapnutí stroje a také antivibračními prvky pro pohodlnější práci se zařízením. Výšku prořezu pily lze nastavit v rozsahu (0 mm- 55 mm).



Obr. 1.6 Ruční kotoučová pila Metabo KS 55 FS [14]

Tab. 1.3 Tabulka základních technických parametrů ruční kotoučové pily

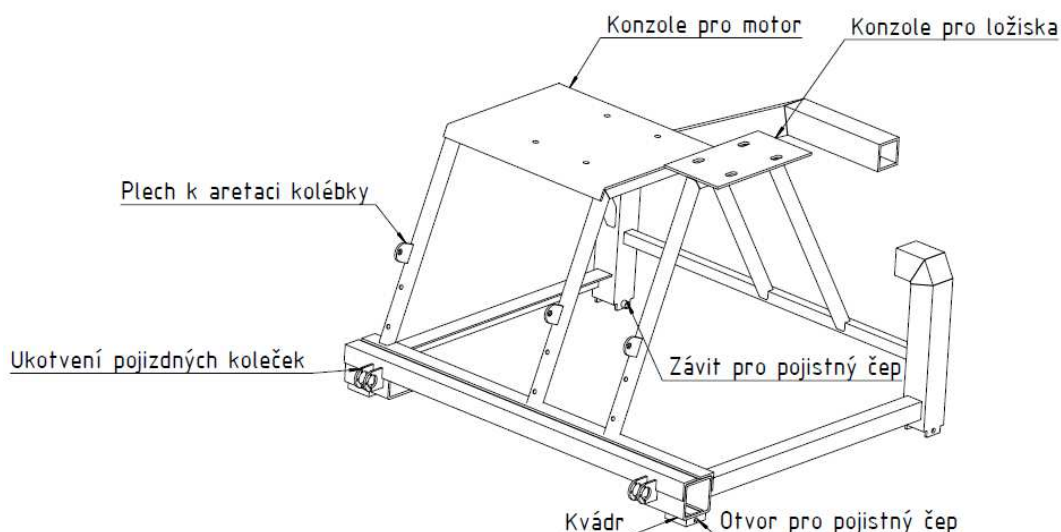
Typ	Scheppach HM 100 Lxu
Příkon motoru	1,5 [kW]
Otáčky pilového kouče	5600 [min ⁻¹]
Průměr pilového kouče	160 [mm]/18 zubů
Max. prořez kulatiny	55 [mm]
Napájení motoru	230 [V]/ 50 [Hz]
hmotnost	4 [kg]

2 Technický popis hlavních částí kolébkové pily

Kolébková pila je složena z dvou nejdůležitějších částí. Jedna část je pasivní a to je rám pily, druhá část je kolébka, která tvoří aktivní složku a je přivařena na hřídel. Hřídel se kýve v uložení, které je přišroubováno k rámu. Rám, jakožto nejrozměrnější součást, nese všechny nezbytné prvky, důležité pro správný chod pily. Motor a ložiska jsou namontovány pomocí šroubů a matic na konzole, které jsou součástí rámu. Motor je spojen s hnanou hřídelí na přímo, pomocí pružné spojky, zaručující přenos krouticího momentu od motoru. Rám umožňuje také montáž pojízdného systému se dvěma koly, pro pohodlnější převážení stroje.

2.1 Rám

Rám pily je vyroben z polotovaru různých profilů (L, U) a tyčí se čtvercovým průřezem. Je to svařenec, který je zhotoven z materiálu 11 523. Celý rám je natřen základovou barvou odolnou proti korozi a jako druhá vrstva byla nanесena krycí žlutá a černá barva. Hlavní část rámu tvoří dva duté kvádry vyrobené z bezešvé čtvercové ocelové trubky. Kvádry jsou vůči sobě svařeny pomocí dvou L profilů. V kvádrech jsou ve spodní straně zhotoveny otvory pro vstup nastavitelných noh. Zadní nohy pily jsou spojeny s kvádry pomocí L profilů a tvoří tak stabilní čtyřnohou konstrukci. Každou nohou lze libovolně nastavit v rozmezí 20÷80 mm a je zajištěna bezpečnostním čepem se závitem. Zároveň zadní nohy slouží pro přivaření spodního bezpečnostního krytu pro kotouč. Rám také tvoří dvě konzolové části nesoucí asynchronní elektromotor a ložiskové jednotky. Pro uložení pojízdného systému pomocí koleček je na přední straně rámu navařeno ukotvení.

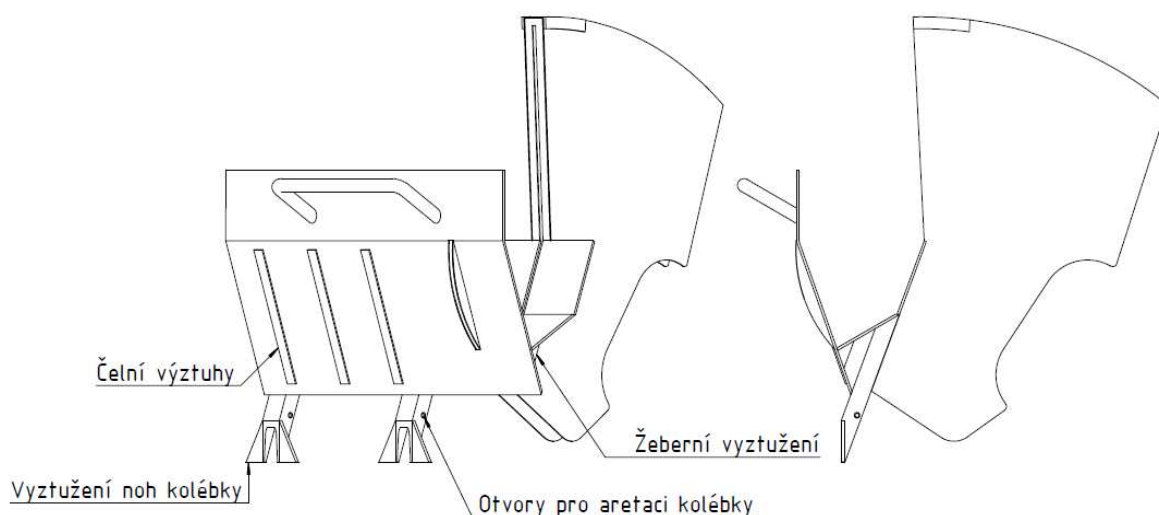


Obr. 2.1 Popis rámu kolébkové pily

2.2 Kolébka

Tato důležitá část celé pily, po které také nese název kolébková pila je navařena na hřídel. Hřídel koná kyvný pohyb v nábojích, které jsou přišroubovány k rámu. Hřídel je v nábojích uložena „kov na kov“. Toto uložení je postačující, protože nedochází k rotaci kolébky o 360°, ale vyskytuje se zde pouze kyv, který uložení dynamicky nenamáhá. Kolébka je svařena z dílčích plechů a U-profilu. Do kolébky lze vložit dřevěný špalek o maximálním průměru 250 mm. Kolébka obsahuje výztuhy, zabraňující popraskání svařované konstrukce při vysoké zátěži během provozu stroje.

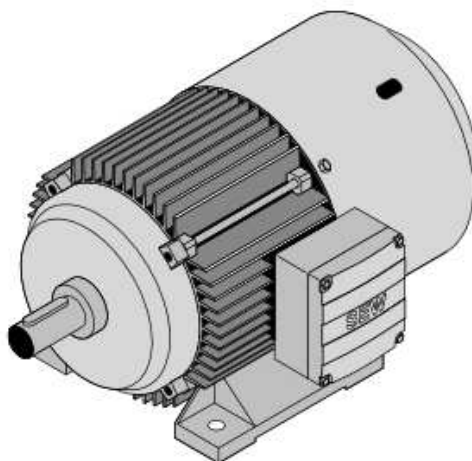
Součástí kolébky je navařený bezpečnostní kryt pilového kotouče, který se zasouvá a vysouvá spolu s naklopením kolébky a zaručuje tak nepřetržitou ochranu obsluhy stroje. I zde byl použit ochranný nátěr.



Obr. 2.2 Model svařence kolébky

2.3 Pohon

Pro zaručený a čistý řez pilovým kotoučem byl zvolen asynchronní elektromotor - patkový od firmy SEW s dostatečným výkonem viz. Tab. 2.1. Motor je vybaven teplotním senzorem, který při přehřátí motoru zajistí jeho vypnutí.



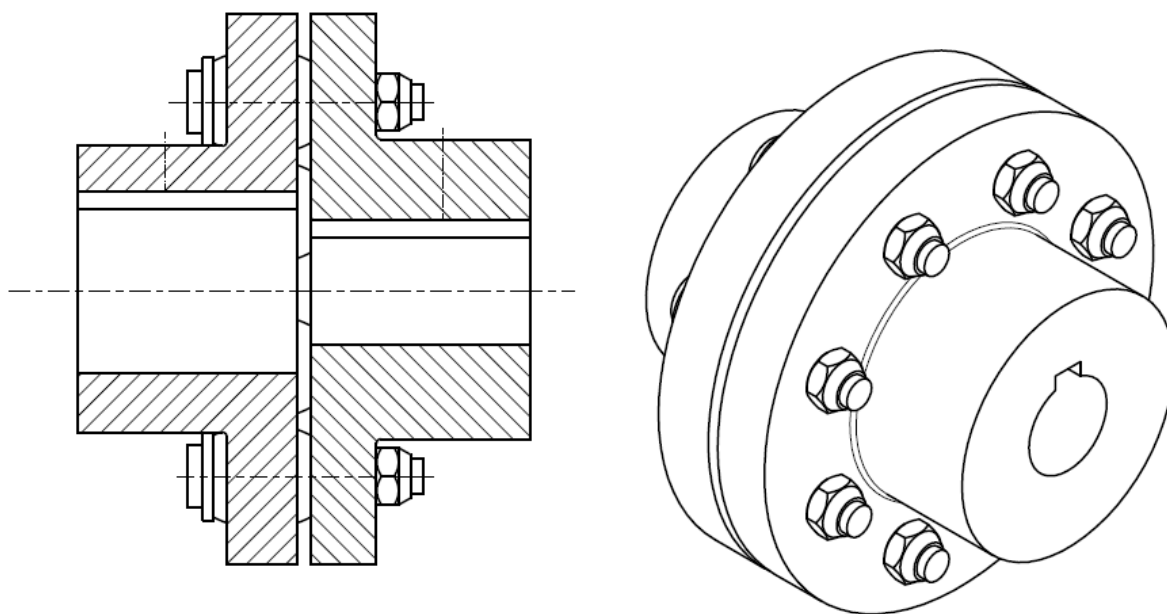
Obr. 2.3 Konstrukční řešení motoru DVE132S4 [6]

Tab. 2.1. Parametry motoru DVE132SE/TF

Typ motoru	DVE132S4
Výkon P	5,5 kW
Otáčky n	1455 ot/min
Krouticí moment M_k	36,1 Nm
Napájení	230/400
Výstupní hřídel	38x80 mm
Osová výška hřídele	132 mm
Kostra	Hliníková
Hmotnost m	61 kg
Krycí nátěr	3000 Flame Red

2.4 Pružná spojka

Kolébková pila je vybavena pružnou spojkou flender, která zajišťuje přenos krouticího momentu od motoru na hnanou hřídel. Spojka je vyráběna firmou Siemens a přesný název této pružné spojky je RUPEX RWS 125. Pořadí čísel RWS značí spojkou složenou ze dvou ocelových přírub a číslo 125 značí jeho největší obvodový průměr. Spojka je sešroubována šrouby, kde z jedné strany jsou uloženy pružné elementy. Není náročná na údržbu. Nejvíce zatíženými částmi jsou právě pružné elastomery, které se dokáží zaměnit za nové, aniž by došlo k manipulaci, jak hnacího tak hnaného stroje. Je schopna přenášet krouticí momenty až 350 Nm. Pro spojení pružné spojky s hnací a hnanou hřídelí bylo využito klasické tvarové spojení těsnými pery. Spojka je zajištěna na obou koncích stavěcími šrouby, které zabrání axiálnímu pohybu.



Obr.2.4Řez pružnou spojkou RUPEX RWS 125 a ISO pohledky pružné spojky

2.5 Ložiskové jednotky

Hnaná hřídel je uložena v ložiskových jednotkách SYK 40 TF od firmy SKF. Jedná se o standartní ložiskové jednotky Y s kuličkovými ložisky. Ložiskové jednotky jsou připraveny k okamžité montáži, opatřeny náplní plastického maziva a těsněním. Ložiskové jednotky Y vynikají svou výhodou snížením nákladů na údržbu, delší provozní trvanlivostí ložisek, nižší hladinou hlučnosti, vibrací a v neposlední řadě rychlou a jednoduchou výměnou.[9]

Ložiskové jednotky jsou zajištěny pomocí šroubů ke konzole rámu pily. Konzola obsahuje drážky, které slouží k vyrovnání souososti hnané hřídele s motorem, při uložení hnané hřídele do ložiskových jednotek. Hnaná hřídel je zajištěna proti axiálnímu pohybu stavěcími šrouby, které jsou součástí ložiskové jednotky.



Obr. 2.5 Model ložiskové jednotky SYK 40 TF [9]

2.6 Pilový kotouč

Pro navrhovanou pilu byl použit pilový kotouč 5310-56 KV25° z nástrojové oceli 75Cr1 od firmy Pilana. Jeho rozměry jsou 800x3,5x40. Kotouč je tepelně zpracován na tvrdost 42-46 HRC. Pilový kotouč je dodán vyrovnaný, vyztužený, rozveden a naostřen. Je vhodný pro příčné řezání měkkého a tvrdého dřeva a jedná se o pilový kotouč s vlčím ozubením. [5]



Obr. 2.6 Pilový kotouč 5310-56 KV25° [5]

3 Technické výpočty

Výpočty jsou zaměřeny převážně na nejdůležitější součásti, které se vyskytují na kolébkové pile. Výběr výpočtů je zaměřen konkrétně na zjištění řezné síly pily, výpočet průměru hnané hřídele, kontroly závitové části hřídele a výpočet utahovacího momentu a výpočet statické a dynamické únosnosti ložisek.

3.1 Řezná síla

Výpočet řezné síly na obvodu kotouče:

$$M_k = F_{\gamma} \cdot \frac{D_k}{2} \quad (3.1)$$

$$F_{\gamma} = \frac{2 \cdot M_k}{D_k} = \frac{2 \cdot 36,1}{0,8} = 90,3 \text{ N} \quad (3.2)$$

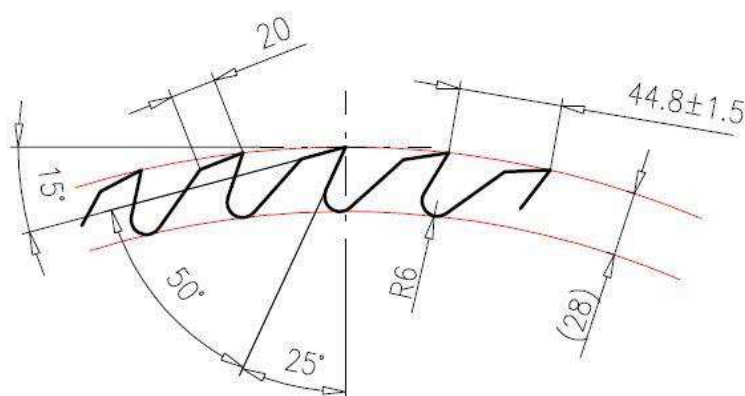
M_k – vzniká motorem SEW SVE132S4/TF viz. tab. 2.1

D_k – průměr pilového kotouče

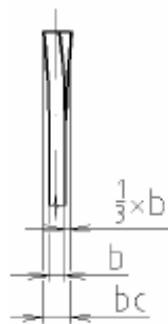
3.1.1 Výpočet šířky řezu [4]:

Každý druhý zub je vykloněn o 1/3 šířky kotouče b doprava a mezizuby jsou vykloněné o 1/3 šířky kotouče b doleva dle obr. 3.2 [4]

Ve výpočtu zahrnujeme šířku kotouče vykloněného o 1/3 šířky kotouče na obou stranách.



Obr. 3.1 Geometrie pilového kotouče 800x3,5x40-56KV25[5]

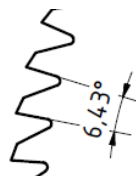


Obr. 3.2 Výklon zubů po boku kotouče [4]

$$b_c = b + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot b = 3,5 + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 3,5 = 5,83 \text{ mm} \quad (3.3)$$

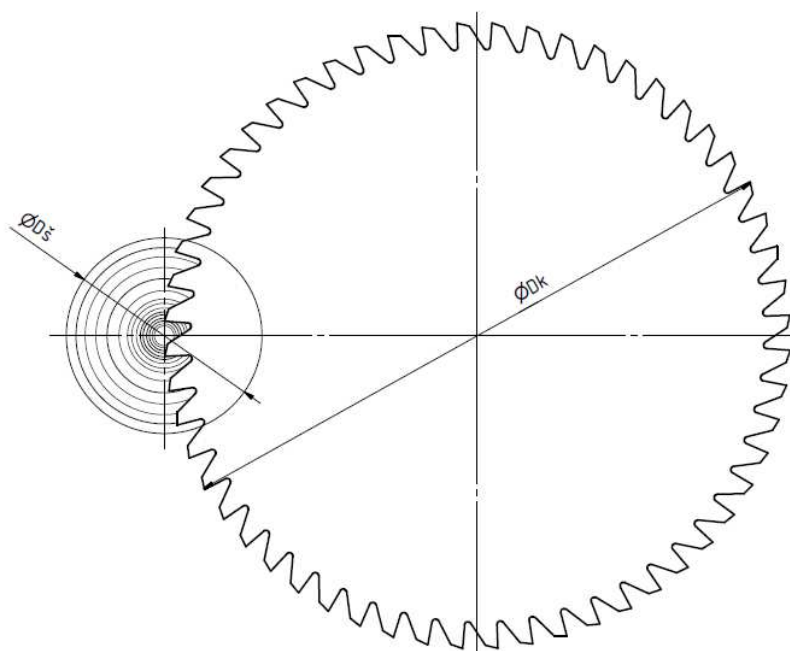
3.1.2 Výpočet počtu zubů v záběru [4]

Úhel jednoho zubu:



Obr. 3.3 Okótován úhel jednoho zubu

$$\gamma = \frac{360^\circ}{z} = \frac{360^\circ}{56} = 6,43^\circ \quad (3.4)$$



Obr. 3.4 Počet zubů v záběru při prořezu špalíku Ø250 mm

Délka oblouku jednoho zubu:

$$L = \pi \cdot D_k \cdot \frac{\gamma}{360^\circ} = \pi \cdot 800 \cdot \frac{6,43^\circ}{360^\circ} = 44,8 \text{ mm} \quad (3.5)$$

Počet zubů v záběru:

$$z_z = \frac{d_{sp}}{L} = \frac{250}{44,8} = 5,6 \quad (3.6)$$

Počet zubů v záběru za sekundu:

$$z_{zs} = \frac{n}{60} \cdot z = \frac{1455}{60} \cdot 5,6 = 1358 \text{ s}^{-1} \quad (3.7)$$

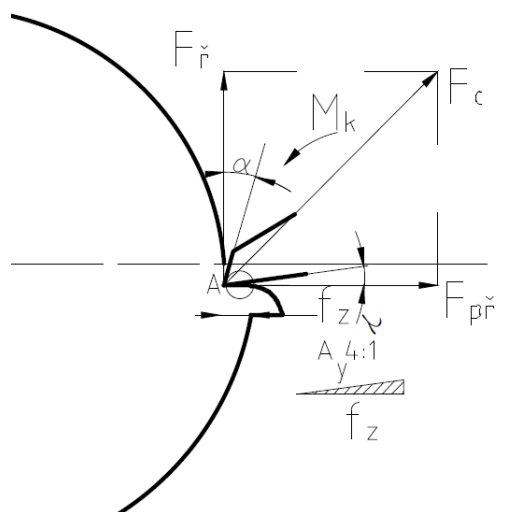
3.1.3 Výpočet posuvu na zub

Celkový posuv při řezání dřeva na kolébkové pile byl zvolen $f = 0,03 \text{ m/s}$, kdy bylo provedeno měření časového úseku na videonahrávce z kanálu youtube.com [15], kde firma namir.cz testuje kolébkovou pilu Hecht 890, která je podobných technických parametrů, jako kolébková pila v této bakalářské práci.

$$f'_z = \frac{f}{n \cdot z} = \frac{0,03 \cdot 1000}{1455 \cdot 5,6} = 0,000368 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Vzorec byl použit z katalogu od výrobce Pilana [5]

3.1.4 Výpočet skutečné řezné síly z tvrdosti dřeva

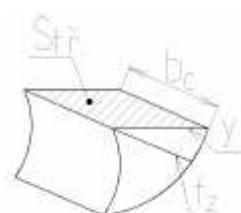


Obr. 3.5 Rozklad sil při vníkaní kotouče do dřevěného špalku

Tab. 3.1 Hodnoty statické tvrdosti (Matovič, 1993 dle Ugolev, 1975) [6]

Druh dřeva	Tvrdost dřeva na ploše (MPa) při vlhkosti					
	podélný		radiální		tangenciální	
	12% > 30 %		12% > 30 %		12% > 30 %	
modřín	43,5	20,5	29	13,5	29	14
borovice	28,5	13,5	24	11	25	11,5
smrk	26	12	18	8,5	18,5	8,5
akát	97	57,7	68	40,5	78	46,5
jasan	80	48	59	35	67	39,5
dub	67,5	40	56	33,5	49	29
buk	61	36,5	43,5	25,5	44,5	26,5
habr	90,5	54	77	45,5	78,5	47
lípa	26	15,5	17,5	10	18	10,5

Z tabulky vyberu největší tvrdost dřeva a zjistím, zda je pila schopna prořezat dřevo v celém průměru bez zastavení kotouče. Akát $p_d = 97 \text{ MPa}$



Obr. 3.6 Plocha třísky, na kterou působí jeden zub z podmínky válcového frézování [4]

Určení plochy třísky S_{tr} , která vznikne kontaktem pilového zubu s dřevem [4]:

$$S_{tr} = y \cdot b_c = 0,000368 \cdot 5,83 = 0,00215 \text{ mm}^2$$

Délky y a f_z jsou si velmi podobné, mohou je tedy považovat za totožné $y = f_z$.

Výpočet řezné síly jednoho zubu [4]:

$$p_d = \frac{F'_{sř}}{S_{tr}} \quad (3.9)$$

$$F'_{sř} = p_d \cdot S_{tr} = 97 \cdot 0,00215 = 0,20855 \text{ N} \quad (3.10)$$

Skutečná řezná síla při celkovém počtu zubů v záběru [4]:

$$F_{sř} = z_z \cdot F'_{sř} = 5,6 \cdot 0,20855 = 1,168 \text{ N} \quad (3.11)$$

Podmínka, kterou musím splnit, aby v průběhu řezání nedocházelo k potíží se zastavením pilového kotouče u akátového špalku s \varnothing 250 mm je ve tvaru:

$$F_{\text{ř}} \geq F_{\text{sř}} \quad (3.12)$$

$$90,5 \geq 1,168$$

Podmínka vyhovuje a výkon asynchronního elektromotoru na kolébkové pile pro řezání nejtvrdšího dřeva z vybraných druhů dřevin viz. Tab 3.1 při posuvu $f = 0,03$ m/s je dostačující.

3.2 Výpočet hnané hřídele

Hnaná hřídel je navržena tak, aby vydržela namáhání v krutu od motoru při současném ohybu, který se vytváří přitlačováním dřevěného špalku v kolébce do pilového kotouče a vzniká tak přítláčná radiální síla. Hřídel je vyrobena z materiálu 11 500. Mez pevnosti v tahu $R_m = 610 \text{ MPa}$ a mez kluzu $Re = 245 \text{ MPa}$ dle [1].

Dovolené napětí v ohybu a dovolené napětí v krutu vypočtu z empirických vzorců. Statickou bezpečnost volím větší v důsledku rizika zranění při provozu pily $k_s = 4$.

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k_s} = \frac{245}{4} = 61,25 \text{ MPa} \quad (3.13)$$

$$\tau_{DOV} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{DOV} = \frac{1}{2} \cdot 61,25 = 30,625 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

3.2.1 Výpočet minimálního průměru hnané hřídele

Pro výpočet minimálního průměru vycházím z krouticího momentu, který je vyvozen asynchronním elektrickým motorem.

Výpočet krouticího momentu:

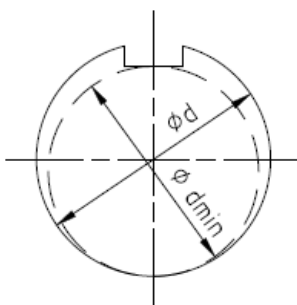
$$P = M_k \cdot \omega \quad (3.15)$$

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 5500}{2 \cdot \pi \cdot 1455} = 36,1 \text{ Nm} \quad (3.16)$$

Výpočet minimálního průměru d_{\min} z napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{\min}^3}{16}} \leq \tau_{DOV} \quad (3.17)$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 36,1}{\pi \cdot 30,625}} = 18,19 \text{ mm} \quad (3.18)$$



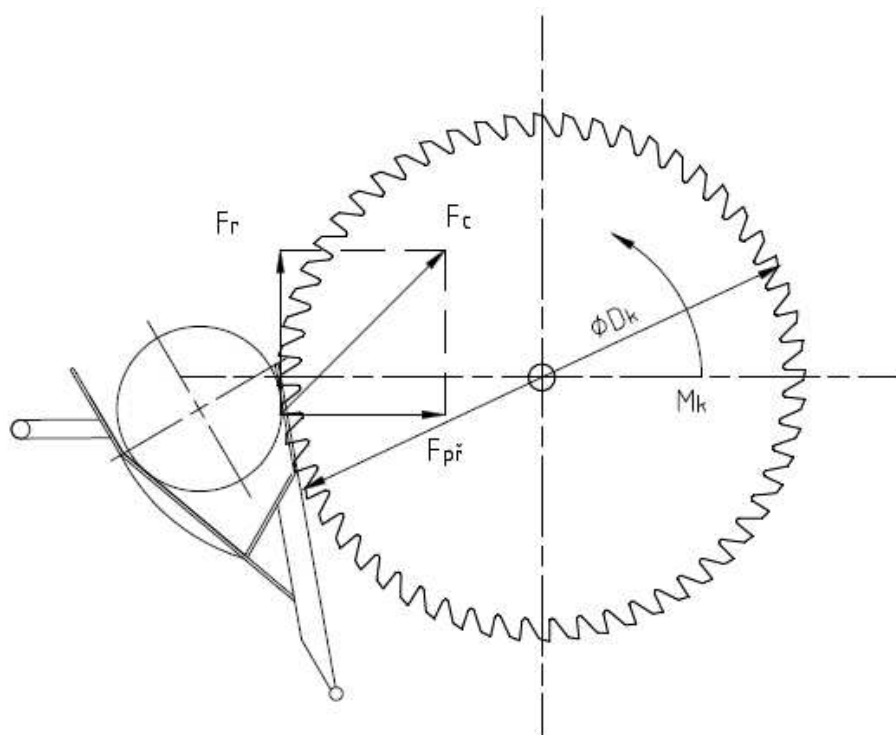
Obr. 3.7 Schéma minimálního průřezu hnané hřídele

K minimálnímu průměru musím připočítat hloubku drážky, která slouží ke spojení s pružnou spojkou.

$$d = d_{min} + t = 18,19 + 3,5 = 21,69 \text{ mm}; \text{ volím } d = 25 \text{ mm} \quad (3.19)$$

$d = 25 \text{ mm}$ volím větší průměr s ohledem na vznik ohybového momentu při provozu pily
 $t = 3,5 \text{ mm}$ dle [1]

3.2.2 Výpočet maximální řezné síly



Obr. 3.8 Rozklad sil při kontaktu špalku s kotoučem

Maximální řezný odpor uvažuji při možnosti zaseknutí kotouče do dřevěného špalku a vyvolání tak maximálního krouticího momentu, ze kterého vycházím při návrhu hřídele.

Výpočet řezné síly:

$$M_k = F_r \cdot \frac{D_k}{2} \quad (3.20)$$

$$F_r = \frac{2 \cdot M_k}{D_k} = \frac{2 \cdot 36,1 \cdot 10^3}{800} = 90,3 \text{ N} \quad (3.21)$$

3.2.3 Výpočet přitlačné síly

Přítlačná síla je výsledkem lidské síly, kterou působí obsluha pily, když tlačí kolébku ke kotouči. Běžnou hmotnost, kterou dokáže člověk zatlačit, stanovíme na 20 kg.

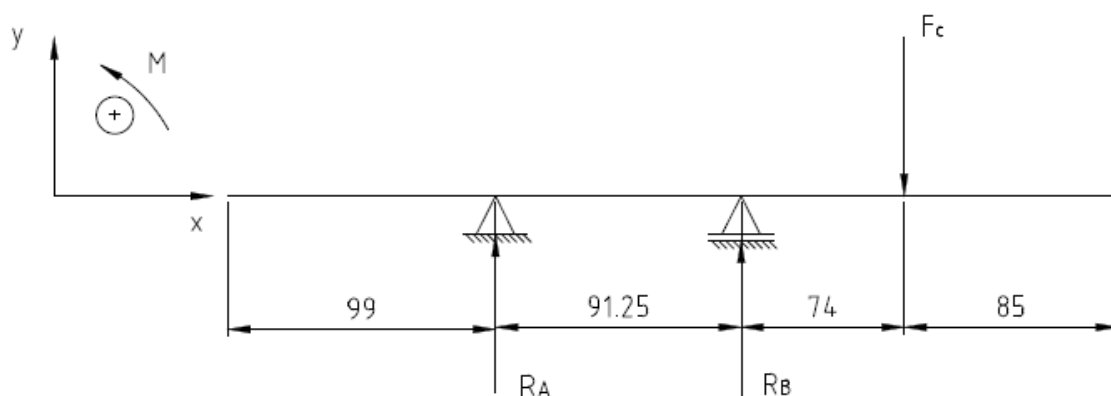
$$F_{př} = m \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N} \quad (3.22)$$

3.2.4 Výpočet celkové maximální síly

$$F_c = \sqrt{F_r^2 + F_{př}^2} = \sqrt{90,3^2 + 196,2^2} = 216,1 \text{ N} \quad (3.23)$$

3.2.5 Určení reakcí v uložení hnané hřídele

Hnaná hřídel je uložena ve dvou stojanových ložiskových jednotkách s jednořadými kuličkovými ložisky, kde je zajištěna stavěcím šroubem.



Obr. 3.9 Schéma hnané hřídele s obecnými reakcemi v uložení

Součet sil v ose x:

$$\sum F_{i_x} = 0 \quad (3.24)$$

Součet sil v ose y:

$$\sum F_{i_y} = 0 \quad (3.25)$$

$$R_A + F_B - F_C = 0 \quad (3.26)$$

$$R_A = F_C - R_B = 216,1 - 391,8 = -175,7 \text{ N} \quad (3.27)$$

Součet momentu v bodě A: (3.28)

$$\sum M_{i_A} = 0$$

$$-F_C \cdot (74 + 91,25) + R_B \cdot 91,25 = 0 \quad (3.29)$$

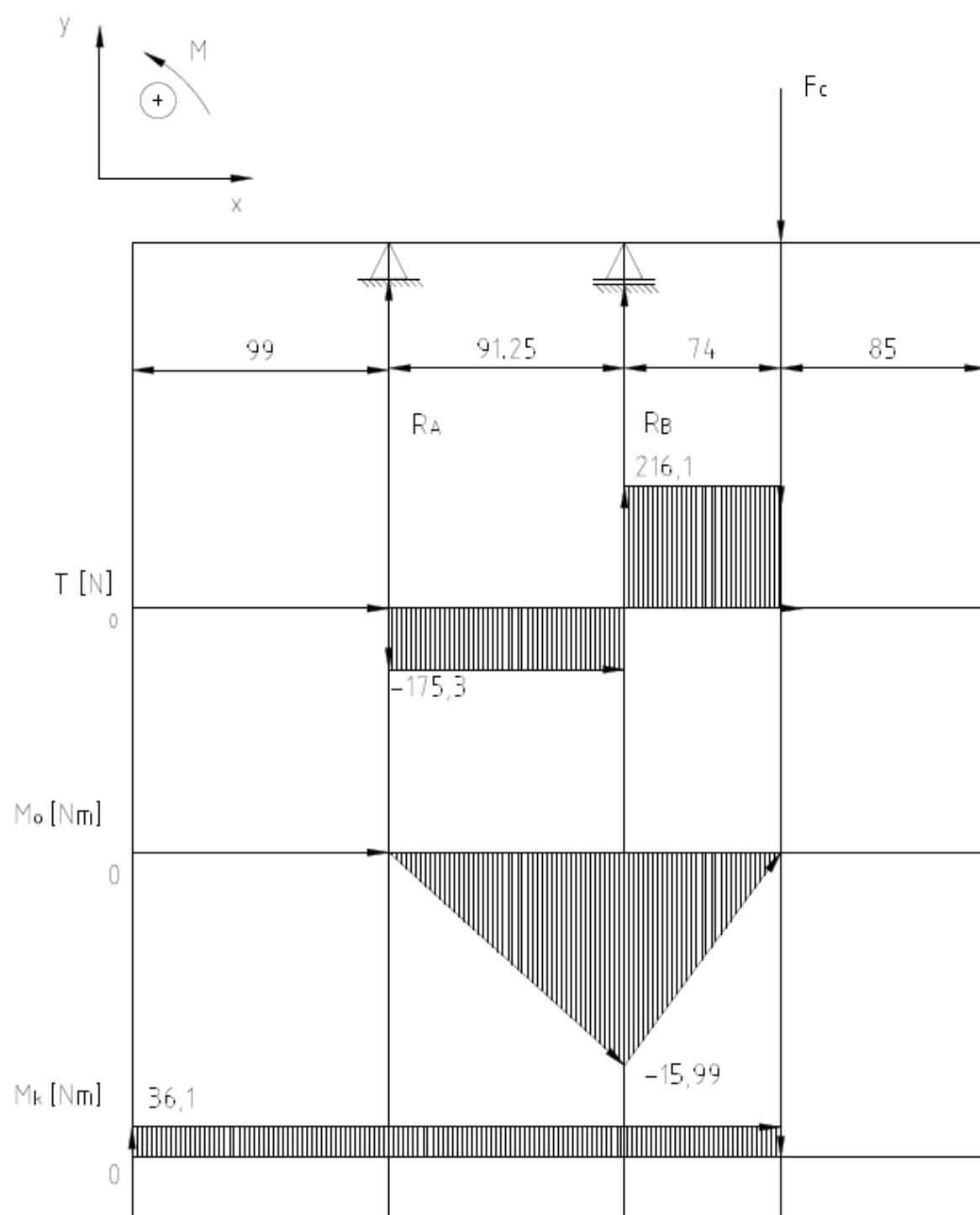
$$R_B = \frac{F_C \cdot (74 + 91,25)}{91,25} = 391,8 \text{ N} \quad (3.30)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_o = R_A \cdot 91,25 = -15\,989,7 \text{ Nmm} \quad (3.31)$$

Maximální kroutící moment:

$$M_k = 36,1 \text{ Nm} \quad (3.32)$$



Obr. 3.10 Průběh posouvajících sil a momentů

3.2.6 Výpočet konečné statické bezpečnosti

Ohybové napětí od maximálního ohybového momentu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{-15\,989,7}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = -10,42 \text{ MPa} \quad (3.33)$$

Napětí v krutu od maximálního kroutícího momentu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{36\,100}{\frac{\pi \cdot 25^3}{16}} = 11,8 \text{ MPa} \quad (3.34)$$

Redukované napětí podle Guesta:

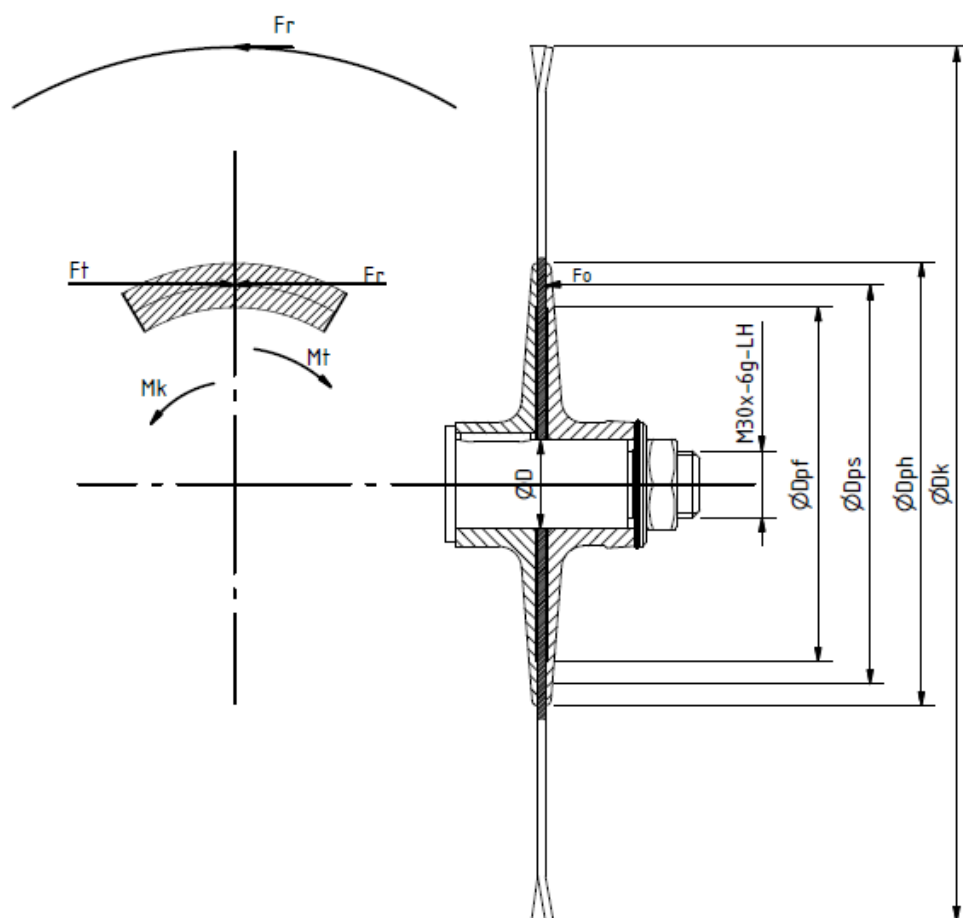
$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(-10,42)^2 + 4 \cdot 11,8^2} = 25,7 \text{ MPa} \quad (3.35)$$

Výsledná statická bezpečnost hřídele:

$$k_{sv} = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{245}{25,7} = 9,5 \quad (3.36)$$

Výsledná statická bezpečnost je 2x větší, než zvolená statická bezpečnost $k_s = 4$, tedy průměr hřídele $d = 25 \text{ mm}$ by mohl být zvolen menší.

3.3 Kontrola závitové části hřídele a výpočet utahovacího momentu



Obr. 3.11 Závitová část hřídele s utaženou maticí

$$\varnothing D_{pf} = 160 \text{ mm}$$

$$\varnothing D_{ps} = 180 \text{ mm}$$

$$\varnothing D_{ph} = 200 \text{ mm}$$

$$\varnothing D_k = 800 \text{ mm}$$

$$\varnothing D = 40 \text{ mm}$$

3.3.1 Výpočet osově síly ve šroubu

Třecí moment:

$$M_t \geq k \cdot M_k = 2 \cdot 36,1 = 72,2 \text{ Nm} \quad (3.37)$$

Třecí síla na středním průměru příruby:

$$M_t = F_t \cdot \frac{D_{ps}}{2} \quad (3.38)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D_{ps}} = \frac{2 \cdot 72,200}{180} = 802,2 \text{ N} \quad (3.39)$$

Výpočet osově síly od třecího momentu:

$$F_o = \frac{F_t}{f_t} = \frac{802,2}{0,2} = 4011 \text{ N} \quad (3.40)$$

f_t volím hodnotu 0,2 z důvodu nemazání spoje a z hlediska dotyku „kov na kov“ [3]

Tab. 3.2 Rozměry závitu M30-LH [1]

Velký průměr d_s	30 mm
Střední průměr d_2	27,727 mm
Malý průměr d_3	25,706 mm
Stoupání závitu P_h	3,5 mm
Vrcholový úhel α	60°

Výpočet úhlu stoupání:

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{3,5}{\pi \cdot 27,727}\right) = 2,3^\circ \quad (3.41)$$

Třecí úhel v závitu:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{0,18}{\cos 30^\circ}\right) = 11,74^\circ \quad (3.42)$$

Třecí součinitel f_z volím (0,12 ÷ 0,18), povrch šroubu bez úprav, mazání montážní pastou MoS2 volím 0,18. [3]

Výpočet síly působící na středním průměru závitu:

$$F_z = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 4011 \cdot \operatorname{tg}(2,3^\circ + 11,74^\circ) = 1003 \text{ N} \quad (3.43)$$

3.3.2 Výpočet napětí ve šroubu a výpočet bezpečnosti

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_z} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{4011}{\frac{\pi \cdot 25,706^2}{4}} = 7,75 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

Krut od utažení matice:

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{1003 \cdot \frac{27,727}{2}}{\frac{\pi \cdot 25,706^3}{16}} = 4,16 \text{ MPa} \quad (3.45)$$

Výpočet redukovaného napětí podle Guesta:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{7,75^2 + 4 \cdot 4,16^2} = 11,4 \text{ MPa} \quad (3.46)$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{245}{11,4} = 21,5 \quad (3.47)$$

3.3.3 Výpočet utahovacího momentu matice

Třecí moment v závitu:

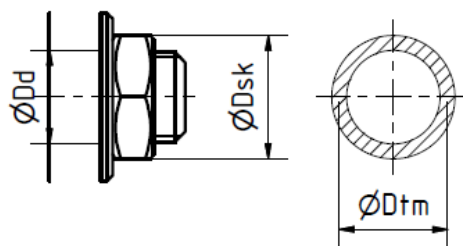
$$M_{tz} = F_z \cdot \frac{d_2}{2} = 1003 \cdot \frac{27,727}{2} = 13,91 \text{ Nm} \quad (3.48)$$

Třecí moment mezi maticí a podložkou:

$$M_{tm} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{D_{tm}}{2} = 4011 \cdot 0,18 \cdot 19,25 = 13,89 \text{ Nm} \quad (3.49)$$

$$D_{tm} = \frac{D_{sk} + D_d}{4} = \frac{41 + 31}{4} = 18 \text{ mm} \quad (3.50)$$

f_m – součinitel tření pod maticí, kde je stanovena hodnota pro ocelovou matici a podložku s neupraveným povrchem $f_m = (0,1 \div 0,18)$ volím hodnotu 0,18. [3]



Obr. 3.12 Třecí plocha pod maticí

Celkový utahovací moment v matici:

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} = 13,91 + 13,89 = 27,8 \text{ Nm} \quad (3.51)$$

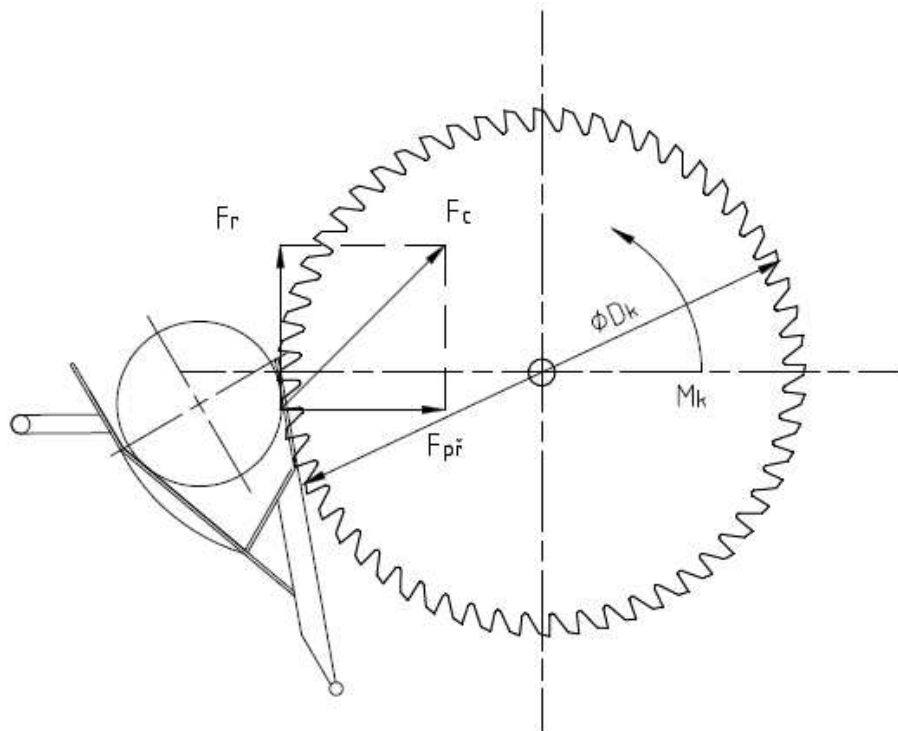
3.4 Výpočet statické a dynamické únosnosti ložisek

Výpočet je proveden pro ložiskovou jednotku SYK40TF, s ložiskem YAR208-2F. Jedná se o produkt SKF, který byl vyroben za účelem odolávat dlouhodobějšímu pracovnímu nasazení, tedy schopnosti déle pracovat bez údržby.

Základní hodnoty zatížení ložiskové jednotky [8]:

$$C = 30\,700 \text{ N}$$

$$C_0 = 19\,000 \text{ N}$$



Obr. 3.13 Rozklad sil při kontaktu špalku s kotoučem

Ložisko je namáháno celkovou radiální silou F_c . Axiální síly v ložisku zanedbávám z důvodu jejich občasného vzniku a měnící se velikosti. Axiální síly by vznikly, pokud dřevěný špalek špatně dosedne do kolébky, nebo při bočním nárazu špalku do kotouče.

3.4.1 Statická únosnost

Vypočtena bezpečnost pro statickou únosnost:

$$s'_0 = \frac{C_0}{F_c} = \frac{19\,000}{216,1} = 87,9 \quad [3.52]$$

Z literatury [2] (tabulka 7.1, str. 121), volím bezpečnost $s_0 = 2$ pro velké rázové zatížení.

Podmínka pro splnění statické únosnosti:

$$s'_0 \geq s_0 \quad [3.53]$$

$$87,9 \geq 2$$

Vypočtena bezpečnost s'_0 je několikrát vyšší než minimální zvolená bezpečnost s_0 a ložisko je vyhovující pro velké rázové zatížení.

3.4.2 Dynamická únosnost

Základní trvanlivost ložiska v miliónech otáček:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_c}\right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{30\,700}{216,1}\right)^3 \cdot 10^6 = 2,86 \cdot 10^{12} \text{ ot.} \quad [3.54]$$

Základní trvanlivost ložiska v hodinách provozu:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_c}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{30\,700}{216,1}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1455} = 32\,842\,528 \text{ hod.} \quad [3.55]$$

Dynamické vlastnosti ložiska vyhovují, jelikož v praxi bývá nejběžnější trvanlivost ložisek v hodinách stanovena asi na 10 000 hodin. Vypočtená trvanlivost v hodinách je o mnoho větší, ale konečný výsledek v praxi může být jiný, z důvodu zanedbání axiálních sil a negativních vlivů prostředí (nečistoty, teplota, vlhkost). Dále musím brát v úvahu, že zvolený typ ložiskové jednotky má schopnost odolávat dlouhodobějšímu pracovnímu režimu a tedy trvanlivost ložisek při výpočtu je o mnoho větší.

4 Údržba

Kotoučová kolébková pila je sezonní stroj, který v jarní a letní sezóně bývá nejvíce vytížen, neboť uživatelé pily pracují v této době na doplnění dřeva pro zimní období. Pro správný chod stroje je nutné kontrolovat ostří pilového kotouče, které by mělo být řádně naostřené a nedocházelo tak k zatěžování ostatních částí stroje (motor, rám, upnutí kotouče v přírubách).

Také bychom neměli stroj přetěžovat nepřetržitým dělením materiálu, který by mohl mít za následek maximální vytížení pohonné jednotky s důsledkem přehřátí motoru. Motor by neměl být opakovaně přehříván z důvodu poklesu životnosti.

Domazávací intervaly pro jednotlivé části pily nejsou jednoznačně stanoveny, protože mazání závisí na provozních podmínkách, které jsou u jednotlivých uživatelů individuální. Protože je sezonní vytížení pily značné, je dobré na konci každé sezóny stroj pečlivě vyčistit a namazat rotující části, popřípadě zkontrolovat stav rámu, kolébky a dalších ocelových částí, které mohou nést známky vizuálního poškození (praskliny) nebo koroze.

5 Bezpečnostní prvky

Kotoučová kolébková pila je zařízení, které musí splňovat vysoké bezpečnostní požadavky z důvodu možného zranění obsluhy. Je to zařízení s rotující řeznou částí při vysoké obvodové rychlosti. Proto je kladen velký důraz na bezpečnostní kryt.

Navrhovaná pila obsahuje dva hlavní kryty, které zakrývají značnou část pilového kotouče. Jeden z krytů je navařen přímo na rám pily a je dělený pro snadnou výměnu řezného agregátu. Druhý kryt je navařen na kolébce, kdy spolu s ní koná pohyb k rotujícímu kotouči a umožňuje zakrýt kotouč i během práce.

Dalším významným prvkem je bezpečnostní řešení motoru. Motor je vybaven teplotním senzorem, který při překročení určité teplotní hranice motor vypne. Tento stav nastane, pokud pilu značně přetěžujeme nebo je pilový kotouč zaseknut v dřevěném špalku vlivem anizotropní struktury dřeva.

6 Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo navrhnout celou konstrukci kotoučové kolébkové pily na palivové dříví, s dodržением jistých požadavků obsažených v zadání bakalářské práce. Konstrukce pily vychází již z vyráběné kotoučové kolébkové pily Hecht 845, ze které byl převzat bezpečnostní systém krytí pilového kotouče.

Výsledná navržená konstrukce splňuje všechny body, které byly požadovány v zadání. Jedinou výjimku tvoří nedodržení průměru pilového kotouče, jenž byl po konzultaci s vedoucím práce změněn ze 700 mm na 800 mm. Důvod pro změnu průměru je popsán v úvodu bakalářské práce.

Zabezpečení kotoučové kolébkové pily, které bylo nejdůležitějším aspektem bakalářské práce, se podařilo dodržet. Ochranné aktivní krytování pilového kotouče snižuje riziko vážného zranění obsluhy stroje při nedostatečné pozornosti a chrání také blízké okolí stroje v provozu. Dalším ochranným faktorem je vybavení trojfázového asynchronního motoru SEW DVE132SE/TF tepelným senzorem, který při zaseknutí pily do řezaného materiálu vypne motor, z důvodu přehřátí motoru, vlivem teploty, a tím zabránění jeho poškození.

Motor je spojen s pilovým kotoučem pomocí pružné spojky RUPEX RWS 125, která dostatečně vyrovnává jisté nesouososti, vzniklé při sestavení pily. Pilový kotouč je upnut mezi dvě příruby vyrobené z lité oceli a dotažen maticí M30 s levým závitem pomocí běžného montážního klíče č.46.

Pila také umožňuje zvýšit svou celkovou výšku o 80 mm a její posuvné nohy se mohou vysouvat nezávisle na sobě. Tato vlastnost může pomoci při nerovnostech vyskytujících se na pevné zemi. K aretaci posuvných nohou slouží pojistné čepy se závitem na konci čepů.

Pro snadnou manipulaci s celou pilou je její rám vybaven ukotvením pro pojízdný systém. Sklápěcí pojízdná kolečka lze nastavit do tří poloh. Zajištění poloh koleček je umožněno pojistnými čepy.

7 Použitá literatura

- [1] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] KALÁB, Květoslav.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2012, 130 s., dotisk 1. Vydání, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] Bakalářská práce okružní pila na palivové dřevo dostupné z:
<https://dspace.vsb.cz/handle/10084/71691>
- [5] Pilové kotouče na řezání dřeva, technické informace pro pilové kotouče z nástrojové oceli, dostupné z: www.pilana.cz
- [6] Převzata tabulka tvrdosti dřeva z bakalářské práce: *Stanovení tvrdosti dřeva dubu, buku a smrku pomocí metody podle Janka a podle Brinella*, dostupné z:
http://is.mendelu.cz/zp/portal_zp.pl [online] [cit. 2015-4-12]
- [7] Katalog SEW Eurodrive – technické data a rozměrové výkresy pro AC motory dostupné z:
http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16795210_G08.pdf [online] [cit. 2015-4-21]
- [8] Katalog SKF - ložiskové jednotky Y dostupné z:
<http://www.skf.com/binary/151-129182/13728-EN-Y-bearing-and-Y-b-units.pdf> [online] [cit. 2015-4-21]
- [9] Ložiskové jednotky Y obecně dostupné z:
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/index.html>
- [10] Získané informace o produktu na <http://www.naradi-vitek.cz> [online] [cit. 2015-4-22]
- [11] Získané informace o produktu na <http://www.akunaradi.cz> [online] [cit. 2015-4-22]
- [12] Získané informace o produktu na <http://www.namir.cz> [online] [cit. 2015-4-22]

- [13] Získané informace o produktu na <http://shop.boukal.cz> [online] [cit. 2015-4-22]
- [14] Získané informace o produktu na <http://www.metabo.cz> [online] [cit. 2015-4-22]
- [15] Video dostupné na <https://www.youtube.com/watch?v=r50yH96Z-wc> [online] [cit. 2015-4-11]

Seznam příloh

Příloha A Výkres sestavy Kotoučové pily	SB3KSS02-BP-00
Příloha B Výkres svařenec Rám	SB3KSS02-BP-00-01
Příloha C Výkres svařenec zadní levá noha	SB3KSS02-BP-00-01-01
Příloha D Výkres svařenec zadní pravá noha	SB3KSS02-BP-00-01-02
Příloha E Výkres svařenec hranol	SB3KSS02-BP-00-01-03
Příloha F Seznam položek sestavy Kotoučové pily	SB3KSS02-BP-00-SP
Příloha G CD s bakalářkou prací	